

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 2003-130057  
(43)Date of publication of application : 08.05.2003

(51)Int.Cl. F16C 33/34  
F16C 33/58

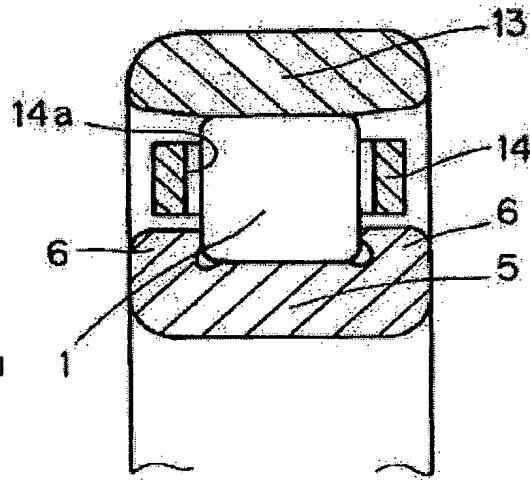
(21)Application number : 2001-327553 (71)Applicant : NTN CORP  
(22)Date of filing : 25.10.2001 (72)Inventor : SAKAGUCHI TOMOYA  
AKAMATSU YOSHINOBU

## (54) ROLLER BEARING

### (57)Abstract:

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To have an internal shape which is difficult to break an oil film between a roller end face and rib face and control torque, wear, generation of heat, and seizures of a bearing, even though rollers are skewed and tilted.

**SOLUTION:** The roller end face 2 and rib face 7 of a raceway ring 5 are kept in contact with each other in a roller bearing. A curved portion 22, in which a sectioned shape along to a central axis 8 of the roller 1 is an arc, is provided between a central portion 21 of the side face 2 of the roller and a rolling surface 3 of the roller. The center  $O_m$  of a curvature of the arc on the curved portion 22 is located at a position offset from the central axis 8 of the roller, and the contact between the roller end face 2 and rib face 7 is performed within the curved portion 22.



(19)日本国特許庁 (JP)

## (12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2003-130057

(P2003-130057A)

(43)公開日 平成15年5月8日(2003.5.8)

(51)Int.Cl.<sup>7</sup>F 16 C 33/34  
33/58

識別記号

F I

F 16 C 33/34  
33/58テマコード\*(参考)  
3 J 1 O 1

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 11 頁)

(21)出願番号 特願2001-327553(P2001-327553)

(22)出願日 平成13年10月25日(2001.10.25)

(71)出願人 000102692

N T N株式会社

大阪府大阪市西区京町堀1丁目3番17号

(72)発明者 坂口 智也

三重県桑名市大字東方字尾弓田3066 エヌ  
ティエヌ株式会社内

(72)発明者 赤松 良信

三重県桑名市大字東方字尾弓田3066 エヌ  
ティエヌ株式会社内

(74)代理人 100086793

弁理士 野田 雅士 (外1名)

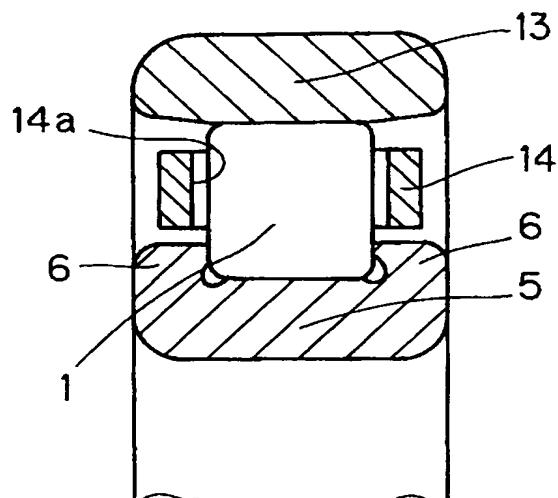
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 ころ軸受

(57)【要約】

【課題】 ころがスキューやチルトを生じても、ころ端面とつば面の油膜が破断し難い内部形状を有し、軸受のトルク、発熱、摩耗、および焼き付きを抑えることができるものとする。

【解決手段】 ころ端面2と軌道輪5のつば面7とが接触するころ軸受とする。ころ端面2の中央部21ところ転動面3との間に、ころ1の中心軸8に沿う断面の形状が円弧となる曲面部22を有する。この曲面部22の上記円弧の曲率中心O<sub>0</sub>が、ころ中心軸8からオフセットした位置にあり、ころ端面2とつば面7との接触が、上記曲面部22内で行われるようにする。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 ころ端面と軌道輪のつば面とが接触するころ軸受において、ころ端面の中央部ところ転動面との間に、ころの中心軸に沿う断面の形状が円弧となる曲面部を有し、この曲面部の上記円弧の曲率中心が、上記ころの中心軸からオフセットした位置にあり、上記ころ端面と上記つば面との接触が、上記曲面部内で行われるようとしたことを特徴とするころ軸受。

【請求項2】 円錐ころ軸受である請求項1に記載のころ軸受。

【請求項3】 非対称ころを用いた自動調心ころ軸受である請求項1に記載のころ軸受。

【請求項4】 スラスト型の自動調心ころ軸受である請求項1に記載のころ軸受。

【請求項5】 案内輪を有する自動調心ころ軸受であり、請求項1に記載のころ軸受において、ころ端面が軌道輪のつば面に接触する代わりに、案内輪の側面に接触するころ軸受。

10

\* 【数1】

$$\theta_i = 2.554 \times 10^{-3} + 0.1945 \left[ \left( R_e + r_i - \sqrt{X_n^2 + Y_n^2} \right) / R_b - 2 \right] \\ - 1.712 \times 10^{-3} \left( X_{\beta} / R_b \right) + 3.624 \times 10^{-3} \left( X_u / R_b \right)$$

$$2a_{max} = w - R_m \theta_i$$

$$3b_{max} = \sqrt{R_{eff}^2 - \left\{ \frac{R_{eff}^2 + (R_{eff} - w)(2R_{rmc} + R_{ef})}{2(R_{eff} + R_{rmc} - 0.5w)} \right\}^2}$$

を満たす中間曲面部の曲率半径を  $R_{rmc}$  、およびつば面の円錐角度を  $\theta_{max}$  とすると、中間曲面部の曲率半径  $R_{eff}$  を  $R_{rmc}$  以下で、かつつば面の円錐角  $\theta_i$  を  $\theta_{max}$  以上に設定したころ軸受。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、ころ端面がつば部と接触するころ軸受に関する。

## 【0002】

【従来の技術と発明が解決しようとする課題】各種のつば付きのころ軸受、例えば円筒ころ軸受において、複合荷重が作用した場合や、円錐ころ軸受、および非対称ころ形の自動調心ころ軸受では、ころ端面と軌道輪のつば面とが接触する。従来のころでは、一般に端面が球面に形成されており、その球面上にて、つば面と接触させている（例えば米国特許第3268278号）。あるいは、ころがスキーを起こした場合のエッジロードを防止するために、ころ端面の球面外周面にだらし加工を施し、球面外周部とだらし部の境界付近で接触させている（例えば特開2000-87963号公報）。

【0003】このようなころ軸受において、ころ端面の球面曲率半径が大きく、かつころがスキーいやチルトを

30

生じた場合、ころ端面とつば面との接触位置の移動が大きいため、ころの球面状の端面と転動面との境界部がつば面に接触することがある。このように接触した場合は、潤滑剤があつてかつ適切な回転速度で運転しても、ころとつば面間の油膜はエッジロードにより破断する。このような従来の課題を図面と共に詳述する。

40

【0004】図12は、従来の円筒ころ軸受におけるころ1とつば面7を有する軌道輪5とを示している。ころ1の端面2は平面とされており、転動面3とは曲率半径R1の曲面のチャンファ4でつながっている。つば6のつば面7は平面であり、ころ1が僅かでもスキーすると、ころ端面2の外周部がつば面7の端で接触する。また、ころ1がチルトすると、ころ端面2の最外周部がつば面7の端で接触する。このように、スキーとチルトのいずれが生じた場合でも、ころ1とつば6間の接触においてエッジロードが発生し、油膜は形成できない。

50

【0005】図13は、ころ端面2を半径R2の球面とした例である。ころ端面2の球面中心は、ころ1の中心軸8に一致している。軌道輪5のつば面7は円錐面であり、ころ1がスキーやはチルトの傾きがない理想的な状態において、球面としたころ端面2がつば面7と接触するように設計されている。しかし、ころ端面2の球面半

径R2は一般に大きく、ころ1がスキーーやチルトをすると、ころ1とつば面7間の接触点位置は、ころ端面2の外周部からつば面7の端に移動しやすく、その場合、エッジロードが発生するため、ころ1とつば面7の間に油膜が形成され難い。ころ端面2の球面半径R2を小さくすると、接触点位置の移動量を低減でき、ころ端面2の球面内でつば面7との接触面を形成することができる。ころ端面2とつば面7との接触力は、ころ1の傾きを復元させるモーメントをころ1に与えるが、ころ端面2の球面半径R2を小さくし接触点位置の変化量が小さくなるようにした場合、つば6から作用する復元モーメント力も小さくなるため、結果として大きなころ1の傾きを招く。一般に、スキー角が増大すると軌道面8ところ転動面3間の滑りが増加し、トルクの増加や焼き付きを生じる。このような理由により、ころ端面2の球面半径R2はあまり小さくできない。

【0006】図14は、ころ1の端面2を球面とし、その外周部11にだらし加工を施した上述の従来例を示す。ころ1にスキーなどの傾きが存在しない場合、ころ端面2の球面部10がつば面7と接触する。また、ころ1にスキーが生じた場合は、ころ端面2は、端面球面部10とだらし加工を施した端面外周部11の境界付近でつば面7と接触する。だらし加工部11がない場合、ころ端面2は球面部10とチャンファ部との境界部でつば面7と接触するが、だらし加工部11を附加した場合、最大接触圧が緩和されるものの、その効果はスキー角により大きな差が生じ、かつ、だらし加工部11の形状が大きく影響するため、油膜の形成範囲は狭い。また、油膜の形成状態を予測するのも難しい。

【0007】このように、上記各従来例では、いずれも潤滑状態が良好な運転条件下であっても、複合荷重が作用することで、アキシアル荷重が大きくなったり、ころ1がスキーーやチルトをすると、ころ1とつば6間の油膜が破断し、トルク、発熱、摩耗が増加する。また回転速度が高い場合には軸受の焼き付きを招く。

【0008】この発明の目的は、ころがスキーーやチルトを生じても、ころ端面とつば面の油膜が破断し難い内部形状を有し、軸受のトルク、発熱、摩耗、および焼き付きを抑えることのできるころ軸受を提供することである。

#### 【0009】

【課題を解決するための手段】この発明のころ軸受は、ころ端面と軌道輪のつば面とが接触するころ軸受において、ころ端面の中央部ところ転動面との間に、ころの中心軸に沿う断面の形状が円弧となる曲面部を有し、この曲面部の上記円弧の曲率中心が、上記ころの中心軸からオフセットした位置にあるものとする。上記ころ端面と上記つば面との接触は、上記曲面部内で行われるようにする。すなわち、このように接触するころ端面と上記つば面の形状、大きさの関係とする。この構成によると、

10

20

30

30

40

50

ころ端面の上記曲面部の曲率中心をころの中心軸からオフセットさせたため、上記曲面部の曲率半径を自由に設計できる。上記曲面部の曲率半径を小さくすれば、ころがスキーしても曲面部内でつば面との接触面を形成できる。また、上記曲面部のオフセット量を大きくすれば、ころのスキーに伴うつば面との接触点位置の変化量が大きくなるため、スキーの増加を防止できる。このようにスキーの増加が防止されるため、その結果、ころ転動面と軌道面の軸方向のすべりが抑制される。ころチルトに対しても、上記曲面部の曲率半径と接触点位置の変化量は正比例の関係にあるため、曲率半径を小さくすれば、つば面との間で安定して油膜が形成されることになる。このように、ころにスキーーやチルトが生じても、ころ端面とつば面との接触位置の移動量を低下させ、かつエッジロードを防止することで、ころとつば間の油膜を形成させ、軸受のトルク、発熱、摩耗および焼き付きを抑えることができる。

【0010】この発明の上記ころ端面とつば面の構成は、円筒ころ軸受の他に、円錐ころ軸受、非対称ころを用いた自動調心ころ軸受、およびスラスト型の自動調心ころ軸受にも適用できる。また、案内輪を有する自動調心ころ軸受においても、ころ端面を上記と同様に形成し、ころ端面が軌道輪のつば面と接触する代わりに、案内輪の側面と接触するようにし、ころ端面と案内輪との接触が上記曲面部内で行われるようにすることで、案内輪のころ案内面となる側面の摩耗等を低減するのに有効となる。

【0011】自動調心ころ軸受では、その構造上から、他形式のころ軸受に比較してころのチルトが発生しやすい。また、非対称ころの自動調心ころ軸受では、ラジアル荷重下で軌道輪にミスマッチメントがない理想的な状態でも、ころ端面とつば面間で接触が生じ、摩耗や焼き付きが生じる。これを防止するためには、非対称ころの自動調心ころ軸受におけるころ端面の曲面部の曲率半径と、つば面の円錐角とは次のように決定することが好ましい。

【0012】すなわち、この発明のころ軸受において、非対称ころの自動調心ころ軸受である場合、ころ端面を、中央部と、上記曲面部である中間曲面部と、この中間曲面部ところ転動面とを繋ぐ曲面のチャンファとで形成し、次のように中間曲面部の曲率半径R<sub>c</sub>およびつば面の円錐角θ<sub>c</sub>を設定する。外輪軌道の球面半径をR<sub>e</sub>、内輪軌道の曲率半径をr<sub>e</sub>、内輪の中心から内輪軌道の曲率半径の中心位置までの軸方向距離および径方向距離をそれぞれX<sub>re</sub>、Y<sub>re</sub>、つばの径方向の幅をw、つばの軸方向の厚さの半分をX<sub>w</sub>、つばの上限半径をR<sub>th</sub>、中間曲面部の曲率半径をR<sub>m</sub>、ころの最大径部の半径をR<sub>l</sub>、ころの軌道の軸方向の中心位置から中間曲面部の円弧の中央点までの軸方向距離をX<sub>rl</sub>、ころの軸から中間曲面部の円弧の中心までの距離をR<sub>rm</sub>、静定

格荷重の30%のラジアル荷重を負荷した場合のころ中間曲面部とつば面間で生じる接触梢円の転がり方向および軸受径方向の半径をそれぞれ  $b_{max}$ ,  $a_{max}$  とし、次\*

$$\theta_t = 2.554 \times 10^{-3} + 0.1945 \left[ \left( R_e + r_t - \sqrt{X_n^2 + Y_n^2} \right) / R_b - 2 \right] \\ - 1.712 \times 10^{-3} (X_n / R_b) + 3.624 \times 10^{-3} (Y_n / R_b)$$

$$2a_{max} = w - R_m \theta_t$$

$$3b_{max} = \sqrt{R_{gap}^2 - \left\{ \frac{R_{gap}^2 + (R_{gap} - w)(2R_{rme} + R_{gap})}{2(R_{gap} + R_{rme} - 0.5w)} \right\}^2}$$

を満たす中間曲面部の曲率半径を  $R_{max}$ 、およびつば面の円錐角度を  $\theta_{min}$  とすると、中間曲面部の曲率半径  $R$  を  $R_{max}$  以下で、かつつば面の円錐角  $\theta_t$  を  $\theta_{max}$  以上に設定する。

#### 【0013】

【発明の実施の形態】この発明の第1の実施形態を図1および図2と共に説明する。なお、従来例と対応する部分は同一符号を付してある。このころ軸受は円筒ころ軸受であって、内輪となる軌道輪5と、外輪となる軌道輪13との間に、複数のころ1が介在させてある。内輪側の軌道輪5は、両側につば6を有し、外輪側の軌道輪13は、つば無しとされている。各ころ1は、保持器14の円周方向複数箇所に設けられた各ポケット14a内に保持されている。

【0014】図2に拡大して示すように、ころ1の端面2は、中央部21と、この中央部21より外周部である中間曲面部22と、この中間曲面部22からころ転動面3へ繋ぐ曲面のチャンファ4とで形成されている。中央部21は平面としてあるが、必ずしも平面でなくても良い。中間曲面部22は、ころ1の中心軸8に沿う任意の断面の形状が円弧となる曲面部であり、その円弧の曲率中心O<sub>o</sub>は上記ころ中心軸8からオフセット量（ころ半径方向の距離）eだけオフセットした位置にある。なお、中心軸8に沿う各方向の断面の曲率中心O<sub>o</sub>の位置は、断面の方向の違い分だけ円周方向にずれており、したがって各断面の曲率中心O<sub>o</sub>を繋ぐと、半径eの円になる。チャンファ4は、ころ1の中心軸8に沿う任意の断面の形状が、曲率半径R<sub>1</sub>の円弧の曲面とされている。軌道輪5のつば6は、ころ1の端面2に対向するつば面7を有し、ころ端面2とつば面7との接触は、中間曲面部22内で行われるようにされる。つば面7は、例えば、ころ1の中間曲面部22に応じた傾斜の円錐面とされている。

【0015】この構成によると、ころ端面2の中間曲面部22の曲率中心O<sub>o</sub>を、ころ1の中心軸8からオフセットさせたため、中間曲面部22の曲率半径R<sub>o</sub>を自由に設計できる。中間曲面部22の曲率半径R<sub>o</sub>を小さく

\* の各式、  
【数2】

すれば、ころ1がスキーしても中間曲面部22内でつば面7との接触面を形成できる。また、中間曲面部22のオフセット量eを大きくすれば、ころ1のスキーに伴うつば面7との接触点位置の変化量が大きくなるため、スキーの増加を防止できる。このようにスキーの増加が防止されるため、その結果、ころ転動面と軌道面の軸方向のすべりは抑制される。ころチルトに対しても、中間曲面部22の曲率半径R<sub>o</sub>と接触点位置の変化量は正比例の関係にあるため、曲率半径R<sub>o</sub>を小さくすれば、つば面7との間で安定して油膜が形成されることになる。

【0016】ここで、図14で示した従来例では、ころ1がスキーした場合のエッジロードの緩和のため、ころ端面2の球面部10とだらし加工部11の境界付近でつば面6に接触させているが、この実施形態では上記構成とすることにより、ころ端面2を中間曲面部2bの領域内でつば面7と接触させることになる。また、ころ1にスキーとチルトがない状態においても、ころ端面2をその中間曲面部22でつば面6と接触させることになる。

【0017】なお、この実施形態は、円筒ころ軸受の場合を示したが、上記ころ端面2とつば面7の構成は、円錐ころ軸受や、非対称ころを用いた自動調心ころ軸受、およびスラスト型の自動調心ころ軸受にも適用できる。また、案内輪を有する自動調心ころ軸受にも適用できる。

【0018】図3は、円錐ころ軸受に適用した実施形態を示す。内輪側の軌道輪5は両側に鍔6A, 6Bを有し、外輪側の軌道輪13は鍔無しとされている。この例では、円錐形のころ1の大端および小端のころ端面2, 2Aの両方、またはいずれか片方に、第1の実施形態で説明したころ端面2の形状が採用されている。また、その中間曲面部22の範囲内で、対応するつば面7A, 7Bに接触するようになされている。

【0019】図4は、スラスト型の自動調心ころ軸受に適用した実施形態を示す。内輪側（図の上側）の軌道輪5Cは、大径側端につば6Cを有し、外輪側の軌道輪

3Cはつば無しとされている。ころ1は、非対称ころとされている。ころ1の転動面3Cは、断面円弧状の曲面形状とされている。この軸受は、同図に2点鎖線で示すように、外輪側の軌道輪13Cが内輪側の軌道輪5Cに対し、調心角 $\alpha$ の範囲で調心可能となっている。この軸受におけるころ1のつば6C側のころ端面2に、第1の実施形態で説明したころ端面2の形状が採用されている。また、その中間曲面部22の範囲内で、対応するつば面7Cに接触するようになされている。

【0020】図5は、案内輪を有する自動調心ころ軸受に適用した実施形態を示す。この軸受は、内輪側の軌道輪5Dの幅方向中央の外周に案内輪15が回転自在に設けられ、複列に配列された両列のころ1のころ端面2を案内する。ころ1は、外周の転動面3Dが断面円弧状の曲面に形成されたものである。ころ1の案内輪15に接触するころ端面2が、第1の実施形態で図2と共に示された形状とされている。ころ端面2と案内輪15のころ案内面となる側面15aとの接触は、上記中間曲面部22(図2)で行われる。このように、案内輪15を有する自動調心ころ軸受に適用した場合も、上記のころ端面2の形状とすることで、案内輪15におけるころ案内面となる側面15aの摩耗等を低減するのに有効となる。

【0021】図6は、非対称ころを用いた自動調心ころ軸受に適用した実施形態を示す。この実施形態では、第1の実施形態および従来例と、対応部分に同一符号をして説明する。この自動調心ころ軸受は、内輪となる軌道輪5と外輪となる軌道輪13との間に、複列にころ1を介在させてある。外輪側の軌道輪13の軌道面は両ころ列にわたる球面状とされ、ころ1の外周面となる転動面3は、軌道輪13の軌道面に応じた曲率の断面円弧状の曲面とされている。内輪側の軌道輪5は、各列のころ1の転動面3に応じた曲面状の軌道面を複列に有し、中つば12と、両端の鍔6とが外径面に形成されている。各列のころ1は、保持器14に保持されている。ころ1は、非対称形のものである。この非対称ころ1を用いた自動調心ころ軸受は、ラジアル荷重F<sub>r</sub>を受けたときに、ころ1に中つば12方向への分力F<sub>f</sub>が働くように、ころ1が軸方向に非対称の形状となっていて、どちらかの端部の外径の方が、もう片方の端部の外径よりも大きくなっている。このため、この形式の軸受では、ころ1が中つば12で案内されることになり、スキューが防止される。この実施形態は、このような自動調心ころ軸受において、ころ1の両側のころ端面2、またはいずれか一方(例えば中つば12側)のころ端面2を、図1の実施形態で説明した形状としてある。また、その形状のころ端面2は、つば面7との接触が、上記中間曲面部22(図2、図9)内で行われるようにしてある。

【0022】ところで、自動調心ころ軸受では、その構造上から、他形式のころ軸受に比較してころのチルトが発生し易い。また、非対称ころの自動調心ころ軸受で

は、ラジアル荷重下で軌道輪にミスマライメントがない理想的な状態でも、ころ端面とつば面間で接触が生じ、摩耗や焼き付きが生じる。そこでこの実施形態では、以下の決定方法で、中間曲面部22の曲率半径R<sub>c</sub>(図9)、およびつば面7の円錐角θ<sub>c</sub>を設定している。

【0023】図6の例のような中鍔12を有する自動調心ころ軸受では、内輪側軌道輪5がアキシアル荷重により図7(A)の状態から図7(B)のように図の右手方向へ移動すると、ころ1も同様に移動する。ころ1が右

10へ移動すると、外輪側の軌道輪13との接触点の角度が変化するため、結果としてころ1は矢印Aの向きに傾く。すなわち内輪側の軌道輪5が外輪側の軌道輪13に対して軸方向に大きく移動するほど、ころ1の矢印A方向へのチルトは大きくなる。逆に、ころ1の矢印A方向へのチルトが最小になるのは、内輪5の軸方向変位が無い、ラジアル荷重のみが負荷された条件となる。したがって、ころ1のチルト角の範囲は、純ラジアル荷重条件と純アキシアル荷重条件で決定される。そこで、自動調心ころ軸受の最大チルト角量θ<sub>c</sub>を、軸受静定格荷重の30%のラジアル荷重を負荷した場合と、10%のアキシアル荷重を負荷した場合の最大ころ荷重が作用するころ1のチルト角の差と定義する。ラジアル荷重の大きさは、軸受の常識的な運転条件の範囲内でかつ大きな値とした。また、アキシアル荷重のみでの運転は一般に行われず、複合荷重下で軸受は使用されるが、ここでは、ころ1と軌道面の接触幅がころ長さの半分程度になるように荷重の大きさを選定した。

【0024】軸受の内部緒元と、ころ1の最大チルト角量の関係を調べるために、内部緒元および運転条件から、ころ1のチルト角を算出する数値解析プログラムを開発した。この解析プログラムでは、ころ1と軌道面ならびにつば12間における接触部の摩擦のみを考慮した。主な仮定条件は次の通りである。  
 ① 静的に各部品は力とモーメントが釣り合う。  
 ② 各部品は剛体とし、幾何学的な干渉部に接触力が生じる。  
 ③ ころ1の公転および自転速度は列内で同一とする。  
 ④ トラクション特性は所定の計算式(潤滑, 28, 10(1983)753-760.)に従う。  
 ⑤ 軌道面ところ1との接触部に存在する油膜は転がり粘性抵抗(Trans. ASME, J. Trib., 113, 7(1991)590.)

40を生じさせる。  
 ⑥ ころ1と内輪側軌道輪5の中つば面間の接触力ならびに接線力は最大めり込み点に全て作用する。外輪側の軌道輪13は固定とし、内輪側の軌道輪5は3並進変位の自由度を持つ。ころ1の自由度はころ1の軸方向と軸受の径方向の2並進変位とスキューとチルトの2角度変位および自転と公転の速度である。自由度の合計は9個となる。釣合い式は各自由度に対応した各部品の力とモーメントとなる。

【0025】計算手順は以下の通りである。  
 ① ころ1の軸方向と軸受の径方向の力ならびにスキューおよびチルトのモーメントの釣合い式より、ころ1の2並進変位と

スキー角、チルト角を決定。**②**各列毎のころ1の転がり方向の力および自転モーメントの釣合い式より、回転側軌道輪5に対する各列毎のころ1の公転および自転速度を決定。**③**内輪側軌道輪5の3軸方向への力の釣合い式により、内輪側軌道輪5の3並進変位を決定。以上の**①**項から**③**項までの釣合い式を、各項毎にNewton-Raphson法により求解し、全ての釣合い式が釣り合うまで**①**項\*

$$Q_R = \sum_{k=0}^{N-1} \left( 8.06 \times 10^4 \cdot l^{\frac{8}{9}} N^{\frac{1}{9}} |\delta_{R,k}|^{\frac{1}{9}} \delta_{R,k} \right) \quad \text{式(1)}$$

**【0027】**ただし、 $Q_R$ ：軌道面ところの接触による接触力ベクトル(N)、 $\delta_{R,k}$ ：k番目のスライス片の幾何学的な干渉量ベクトル(mm)、l：スライス片の長さ(mm)、N：分割数。

**【0028】**また、ころ端面2とつば面7間の接触力は以下の式で求める。ただし、つば面7は円錐面で、ころ端面2は球面と仮定した。ここで、ころ端面2を球面と仮定した理由は、接触部が長くかつ大荷重を支持する軌※

$$Q_f = \frac{2K_1}{\pi\mu_1} \left\{ \left( \frac{9}{32} \left\{ 2 \times 4.375 \times 10^{-6} \right\}^2 \sum \rho_i \right)^{\frac{1}{3}} \right\}^{\frac{1}{2}} |\delta_f|^{\frac{1}{2}} \delta_f \quad \text{式(2)}$$

ただし、

$$\sum \rho_i = 2/r_{bc} - \sin \theta_f / P_{fb,y} \quad \text{式(3)}$$

$$\frac{(1+k_1^2)E_1 - 2k_1^2 K_1}{(1-k_1^2)E_1} = \frac{\sin \theta_f}{P_{fb,x} \sum \rho_i} \quad \text{式(4)}$$

$$\mu_1 = (2E_1' \pi k_1^2)^{1/3} \quad \text{式(5)}$$

$$\nu_1 = (2E_1' k_1 / \pi)^{1/3} \quad \text{式(6)}$$

$$k_1 = \mu_1 / \nu_1 \quad \text{式(7)}$$

**【0030】**  $Q_f$ ：ころ端面とつば面との接触荷重(N)、 $\delta_f$ ：ころ端面とつば面との幾何学的な最大干渉量ベクトル(mm)、 $r_{bc}$ ：ころ端面を球面のみとした場合の球面半径(mm)、 $\theta_f$ ：つば面の円錐角、 $P_{fb,y}$ ：内輪中心軸に対するころ端面とつば面との接触点の高さ(mm)、 $K_1$ ： $(1-k_1^2)^{-0.5}$ を母数とする第1種完全楕円積分、 $E_1'$ ： $(1-k_1^2)^{-0.5}$ を母数とする第2種完全楕円積分である。

**【0031】**このプログラムを用いて、自動調心ころ軸受におけるJIS規格B1535に定められる次の各呼び番号、22211B, 22212B, 22216B, 2224B, 24124B, 23024B, 2★

$$\theta_f = 2.554 \times 10^{-3} + 0.1945 [\delta_f / R_b] - 1.712 \times 10^{-3} (X_{fb} / R_b) + 3.624 \times 10^{-3} (X_{sf} / R_b) \quad \text{式(8)}$$

ここで、 $\delta_f$ ：軸受の内部隙間( $= R_e + r_i - \sqrt{X_{sf}^2 + Y_{sf}^2} - 2R_b$ )。

**【0033】**  $R_b$ ：ころの最大径部の半径、 $R_e$ ：外輪軌道の球面半径、 $r_i$ ：内輪軌道の曲率半径、 $X_{sf}$ およ

★2324B の軸受のCN隙間、および呼び番号22216Bの軸受のC3隙間におけるころの最大チルト角量を数値計算し、主要な内部緒元にて重回帰分析すると、式(8)となる(上記CN隙間およびC3隙間は、JIS規格のB1520で定められる転がり軸受のラジアル内部隙間の隙間区分)。また、数値計算および式(8)によるころ最大チルト角量の関係を図8に示す。図8より、式

40 (8)で十分にころの最大チルト角量が近似できること

がわかる。

**【0032】**

**【数5】**

$$\theta_f = 2.554 \times 10^{-3} + 0.1945 [\delta_f / R_b] - 1.712 \times 10^{-3} (X_{fb} / R_b) + 3.624 \times 10^{-3} (X_{sf} / R_b) \quad \text{式(8)}$$

50 軌道の球面半径、 $r_i$ ：内輪軌道の曲率半径、 $X_{sf}$ およ

び $Y_{ri}$ ：内輪の中心からの内輪軌道の曲率半径の中心位置の軸方向距離および径方向距離、 $X_{ri}$ ：ころの転動面の軸方向の中心位置から中間曲面部の円弧の中央点までの軸方向距離、 $X_{rf}$ ：つばの軸方向の厚さの $1/2$ とする。

【0034】ころ端面2とつば面7との接触における接触円の中心位置が、つば面径方向の幅の中心にある場合に対して、接触円の長軸および短軸の大きさより、ころ端面2の中間曲面部22の曲率半径、およびつば面7の円錐角を決定する方法を以下に示す。ころ1がチルトしても安定して油膜を形成するためには、ころ1がチルトしても接触点位置の変化がつば面7および中間曲面部22に対して小さければ良い。図9は、同実施形態にかかる非対称形ころの自動調心ころ軸受の要部拡大断面図を示す。ころ1の端部2の中間曲面部22の円弧長さは、内輪側軌道輪5の中つば12の有効幅wと同等で良いので、ここでは円弧長さもwとする。ころ1のチルトによる接触点位置の変化量は、ころ端面2の中間曲面部22の曲率半径R<sub>r</sub>ところ最大チルト角量θ<sub>r</sub>の積R<sub>r</sub>θ<sub>r</sub>となる。接触においてエッジロードを防止するためには、接触円が中つば12の鋸面7の幅からはみ出でていけない。したがって、接触円の軸受径方向の最大値をa<sub>max</sub>とすると、式(9)が成立する必要がある。

#### 【0035】

#### 【数6】

$$w \geq R_r \theta_r + 2a_{max} \quad \text{式(9)}$$

【0036】この実施形態では、軸受静定格荷重の30%のラジアル荷重を負荷し、両列のころを荷重線に一致\*

$$L = 2 \sqrt{R_{eff}^2 - \left\{ \frac{R_{eff}^2 + (R_{eff} - w') (2R_{mc} + R_{eff})}{2(R_{eff} + R_{mc} - 0.5w')} \right\}^2} \quad \text{式(12)}$$

【0041】ただし、R<sub>eff</sub>：つばの外径半径(m)、w'：つばの投影面の幅(mm)、R<sub>mc</sub>：ころ中間曲面部の円弧の中央の半径(mm)。

【0042】中つば12の投影面の幅は $w \times \cos \theta_r$ となるが、θ<sub>r</sub>は小さいため、以後はw' = wとする。また、弾性流体潤滑理論による油膜の形成条件において、油膜のメニスカスの発生位置は、接触円の転がり方向半径bに対し、2から3倍以上あると、メニスカスが十分遠い場合の油膜厚さに漸近する。このメニスカスは斜線部16の領域内でしか存在できず、最も広くメニスカ

\*させた場合の最大ころ荷重が作用するころ1とつば面7の接触円の軸受径方向半径をa<sub>max</sub>とした。つぎに、転がり方向の接触円の半径bを求めるには、軸受径方向の曲率半径だけでなく、図9の紙面に垂直な転がり方向の曲率半径を考慮する必要がある。内輪側軌道輪5における中つば12の転がり方向の曲率半径R<sub>rr</sub>は、図10の接触点位置P<sub>ri</sub>と、そこから円錐面に垂直な線14と内輪側軌道輪5の中心線15との交点O<sub>ri</sub>間の距離となる。一方、ころ端面2の中間曲面部22の転がり方向の曲率半径R<sub>rr</sub>は接触点位置P<sub>ri</sub>と線14ところ1の中心線8との交点O<sub>rr</sub>間の距離となる。R<sub>rr</sub>とR<sub>rr</sub>は式(10)と式(11)で求まる。両式より転がり方向の曲率半径を決定する主変数は、中つば12の円錐角θ<sub>r</sub>であることがわかる。

#### 【0037】

#### 【数7】

$$R_{rr} = P_{ri,y} / \sin \theta_r, \quad \text{式(10)}$$

$$R_{rr} = P_{ri,y}^b / \sin(\theta_b - \theta_r) \quad \text{式(11)}$$

【0038】ただし、P<sub>ri,y</sub>：接触点位置の軸中心からの高さ(mm)、P<sub>ri,y</sub><sup>b</sup>：ころ中心軸からの接触点位置までの距離(mm)、θ<sub>b</sub>：ころのチルト角。

【0039】ところで、ころ端面2の中間曲面部22と内輪側軌道輪5のつば面7が重なる投影面は、図11の斜線部16となる。ここで、斜線部16の長さLは式(12)となる。

#### 【0040】

#### 【数8】

スが形成できたとしても、長さLの半分しかとれない。

また、この接触点位置はころ1のスキーにより僅かに

転がり方向へ移動することを考慮して、この実施形態

ではメニスカスが最大取り得る長さL/2を接触円の半

径bの3倍以上であると仮定する。斜線部16の長さL

と接触円の半径の最大値b<sub>max</sub>の関係は式(13)が

成り立つ。

#### 【0043】

#### 【数9】

13

$$3b_{\max} \leq L/2$$

式(9)および式(12)と式(13)より、接触梢円の形状は以下の2式で制限される。

$$2a_{\max} \leq w - R_m \theta_i$$

14

式(13)

式(14)

$$3b_{\max} \leq \sqrt{R_{\text{eff}}^2 - \left\{ \frac{R_{\text{eff}}^2 + (R_{\text{eff}} - w)(2R_{\max} + R_{\text{eff}})}{2(R_{\text{eff}} + R_{\max} - 0.5w)} \right\}^2} \quad \text{式(15)}$$

【0044】  $a_{\max}$  および  $b_{\max}$  は以下に示すヘルツ接

\* 【0045】

触理論により計算する。  $a_{\max}$  と  $b_{\max}$  が式(14)と 10 【数10】

式(15)を満たす  $\theta_i$  と  $R_m$  を求解する。 \*

$$\sum \rho_2 = 1/R_m + 1/R_{\max} - 1/R_{\text{eff}} \quad \text{式(16)}$$

$$\frac{(1+k_2^2)E_2 - 2k_2^2 K_2}{(1-k_2^2)E_2} = \frac{|1/R_m - 1/R_{\max}| + 1/R_{\text{eff}}}{\sum \rho_2} \quad \text{式(17)}$$

$$\mu_2 = (2E_2/\pi k_2^2)^{1/3} \quad \text{式(18)}$$

$$v_2 = (2E_2/k_2^2/\pi)^{1/3} \quad \text{式(19)}$$

$$k_2 = a_{\max}/b_{\max} \quad \text{式(20)}$$

$$a_{\max} = \mu_2 (1.314 \times 10^{-5} |Q_{f\max}| / \sum \rho_2)^{1/3} \quad \text{式(21)}$$

$$b_{\max} = v_2 (1.314 \times 10^{-5} |Q_{f\max}| / \sum \rho_2)^{1/3} \quad \text{式(22)}$$

【0046】  $Q_{f\max}$  : ころ端面とつば面との接触力  
(N)、  $K_2$  :  $(1 - k_2^2)^{0.5}$  を母数とする第1種完全梢円積分、  $E_2$  :  $(1 - k_2^2)^{0.5}$  を母数とする第2種完全梢円積分。

【0047】 不等号を等号に置き換えた式(14)と式(15)を満足する中間曲面部22の曲率半径を  $R_{\max}$ 、中つば12の円錐角を  $\theta_{\text{min}}$  とすると、式(14)と式(15)を満足する領域は、  $R_m$  が  $R_{\max}$  以下、  $\theta_i$  が  $\theta_{\text{min}}$  以上の領域となる。よって、この実施形態の非対称形ころの自動調心ころ軸受では、式(14)と式(15)を満足する円錐角度と中間曲面部22の半径とする。

【0048】 なお、ころ1と中つば12間の接触梢円の中心がつば面7の径方向の中心と一致しない場合は、梢※

$$\begin{aligned} \theta_i &= 2.554 \times 10^{-3} + 0.1945 \times 4.948 \times 10^{-3} - 1.712 \times 10^{-3} \times 0.8781 \\ &\quad + 3.624 \times 0.4735 \\ &= 3.729 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

式(14)と式(15)は以下となる。

【0051】

【数12】

※円中心が近い方のつば面7の端部（外径側または研磨逃げ側）との距離に応じて、前述の方法で  $a_{\max}$  が決定できる。ここで、接触梢円の中心と近い側のつば面端までの距離を  $d_f$  とすれば、式(14)の代わりに式(23)を用いればよい。

【0049】

【数11】

$$2a_{\max} \leq 2d_f - R_m \theta_i \quad \text{式(23)}$$

【0050】 以下に22212Bの計算例を示す。軸受寸法は内径  $\phi 60\text{mm}$ 、外径  $\phi 110\text{ mm}$ 、幅  $28\text{ mm}$ である。式(1)より内部緒元を代入すると、ころ最大チルト角量  $\theta_i$  は次のようになる。

$$a_{\max} \leq 0.65 - 1.865 \times 10^{-3} r_m$$

$$b_{\max} \leq \frac{1}{3} \sqrt{R_{\text{eff}}^2 - \left\{ \frac{R_{\text{eff}}^2 + (R_{\text{eff}} - w)(2R_{\max} + R_{\text{eff}})}{2(R_{\text{eff}} + R_{\max} - 0.5w)} \right\}^2} \\ = 0.930$$

【0052】 ここで、  $R_{\text{eff}} = 40.25\text{ mm}$ 、  $w = 1.3\text{ mm}$ 、  $R_{\max} = 3.19\text{ mm}$  である。ヘルツ計算により、  $a_{\max}$

は0.463 mm、中間曲面部の曲率半径は100.513 mm以下、つば面7の円錐角は6.273deg以上となる。

【0053】なお、上記の22212Bにおいて、実施形態の自動調心ころ軸受と比較例とを製作し、複合荷重下のトルク測定試験を行った。製作した実施形態のころ軸受では、中間曲面部の曲率半径を12mm、つば円錐角を6.8degとし、比較例のころ軸受では、球状であるころの端面の半径を250mm、つば円錐角を6.8degとした。比較例のころ軸受では、大きなアキシャル荷重が作用すると、球状の端面の外周端でつば面と接触するので、この場合には油膜が破断してしまう。これら両ころ軸受に対して、ラジアル荷重8820N、内輪回転、ターピン油潤滑下でアキシャル荷重を変えて軸受トルクを比較したところ、実施形態のころ軸受のトルクは、比較例に対して約50%となった。この結果から、実施形態の自動調心ころ軸受の効果が確認できる。

#### 【0054】

【発明の効果】この発明のころ軸受は、ころ端面と軌道輪のつば面とが接触するころ軸受において、ころ端面の中央部ところ転動面との間に、ころの中心軸に沿う断面の形状が円弧となる曲面部を有し、この曲面部の上記円弧の曲率中心が、上記ころの中心軸からオフセットした位置にあり、上記ころ端面と上記つば面との接触が、上記曲面部内で行われるようにしたため、ころがスキー やチルトを生じても、ころ端面とつば面の油膜が破断し難く、軸受のトルク、発熱、摩耗、および焼き付きを抑えることができる。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の一実施形態にかかるころ軸受の部分断面図である。

10

\* 【図2】同軸受の部分拡大断面図である。

【図3】この発明の他の実施形態にかかる円錐ころの部分断面図である。

【図4】この発明のさらに他の実施形態にかかるスラスト型の自動調心ころ軸受の断面図である。

【図5】この発明のさらに他の実施形態にかかる案内輪を有する自動調心ころ軸受の部分断面図である。

【図6】この発明のさらに他の実施形態にかかる非対称ころを用いた自動調心ころ軸受の部分断面図である。

【図7】同軸受におけるころのチルトの説明図である。

【図8】ころ最大チルト角量における数値計算値に対する重回帰式値との関係を示すグラフである。

【図9】同軸受の要部拡大断面図である。

【図10】同軸受の寸法説明図である。

【図11】同軸受のころの中間曲面部と内輪のつば面の投影図である。

【図12】従来例の部分断面図である。

【図13】他の従来例の部分断面図である。

【図14】さらに他の従来例の部分断面図である。

20  
20

【符号の説明】

1…ころ

2…ころ端面

3…ころ転動面

5…軌道輪

7…つば面

8…ころ中心軸

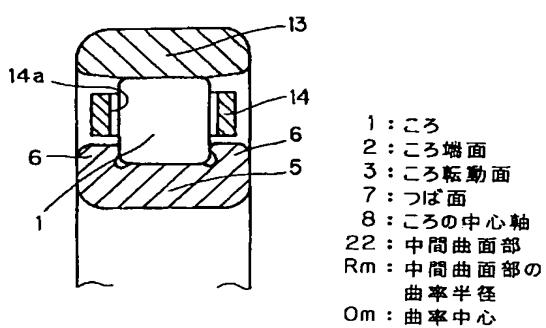
13…外輪

22…ころ端面の中間曲面部

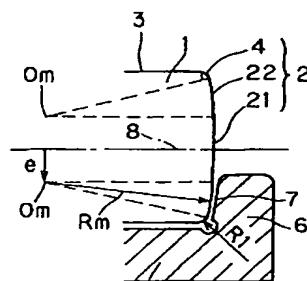
O…曲率中心

\*30

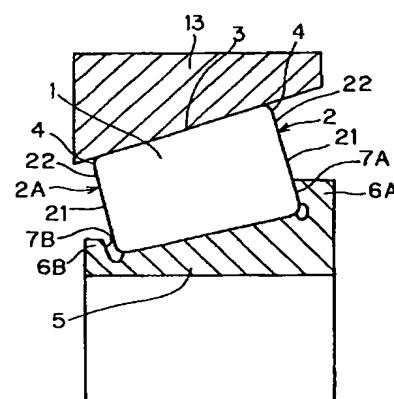
【図1】



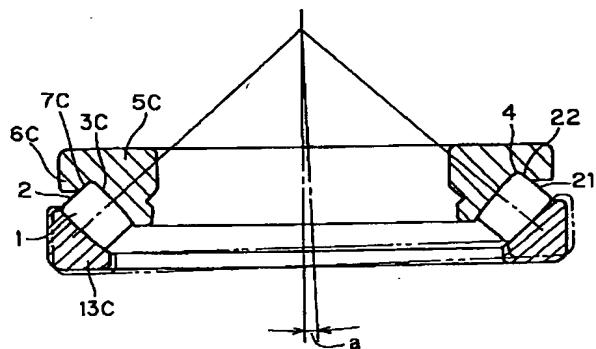
【図2】



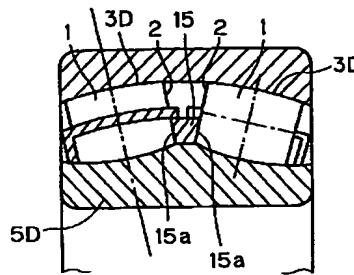
【図3】



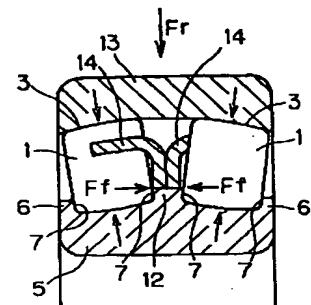
【図4】



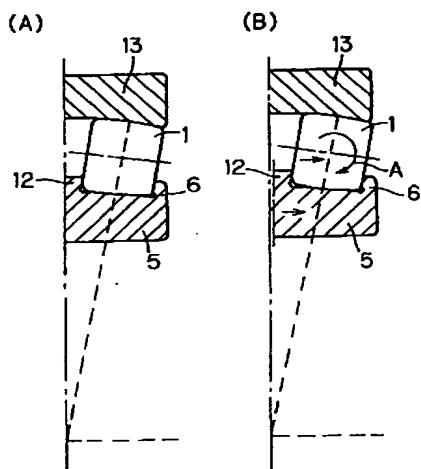
【図5】



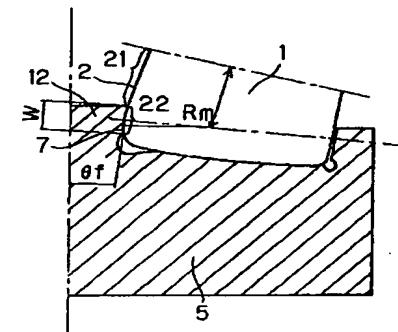
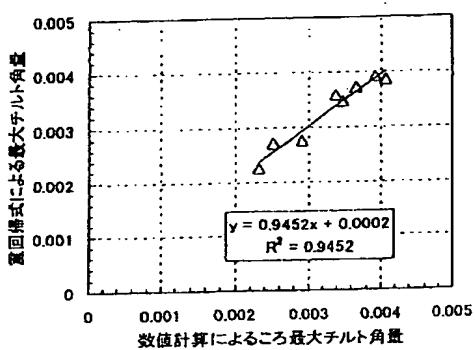
【図6】



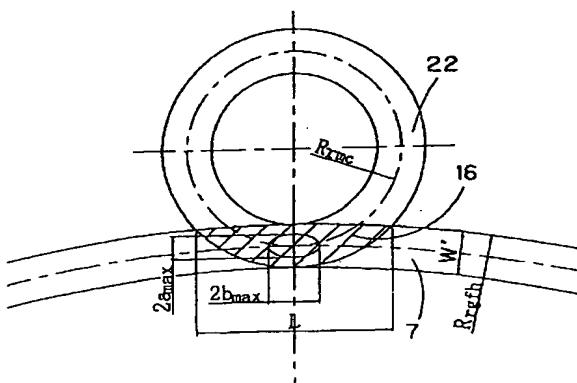
【図7】



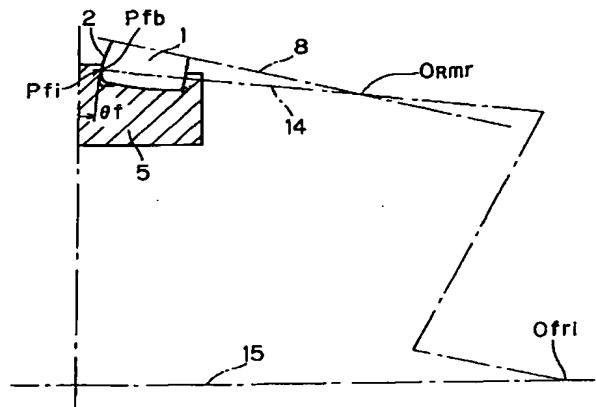
【図8】



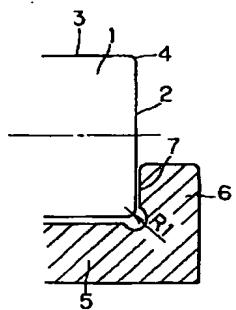
【図11】



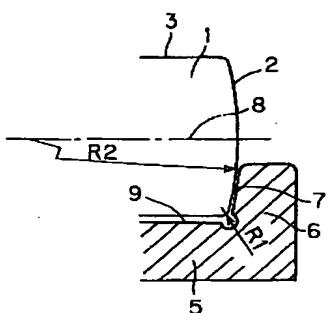
【図10】



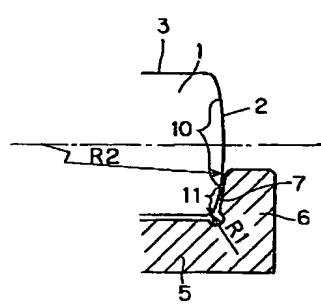
【図12】



【図13】



【図14】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3J101 AA13 AA16 AA24 AA25 AA42  
AA43 AA52 AA54 AA62 BA05  
BA57 FA02 FA33